

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zahradní drtič větví

Garden Branch Crusher

Student:

Vojtěch Heiník

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Heiník**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Zahradní drtič větví
Garden Branch Crusher

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zahradní drtič pro likvidaci větví a dalších rostlinných zbytků. Navržený drtič by měl být mobilní, pro snadné přemísťování. V rámci práce proveďte rešerši různých principů drcení větví.

Technické parametry:

- průměr drcených větví do 40 mm
- výkon drtiče 2,6 kW
- výrobní cena do 10000,- Kč.

Nakreslete sestavu drtiče a výrobní výkres vybraného dílu.

Seznam doporučené odborné literatury:


1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. Fotodokumentace (elektronická).
8. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....*11.5.2015*.....

Vojtěch Křiváček
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu o oprávnění užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 11.5.2015...

Vojtěch Heiník

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Heiník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lubojaty 50, 742 92 Bílovec

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval paní Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za odbornou pomoc, konzultaci a rady při vytváření této bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HEINÍK, V. *Zahradní drtič větví: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 38 s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá návrhem zahradního drtiče větví. V úvodu je provedeno porovnání dostupných drtičů na trhu. Z porovnání jednotlivých strojů je navržen drtič větví s protiběžnými hřídeli poháněný elektromotorem. K přenosu krouticího momentu je nejdříve využit řemenový převod a následně převod ozubenými koly. Pro navržené hřídele je provedena statická i dynamická pevnostní kontrola. Výpočtová část se dále zabývá výpočtem trvanlivostí ložisek, spojením hřídelí s náboji a pevnostní kontrolou navržených nožů. Na závěr je provedena celková kalkulace pořizovacích nákladů. Výkres navrženého drtiče je součástí přílohy bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HEINÍK, V. *Garden Branch Crusher: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 38 p. Thesis head: Hurníková, Š.

The bachelor thesis deals with design of garden branch crusher. The introduction provides a comparison of branch crushers available on the market. Based on the comparison of individual machines, a branch crusher with counter-rotating shafts driven by an electric motor is designed. For the transmission of torque, first a belt drive transmission is used, followed by a transmission with cogwheels. As for the designed shafts, a static and a dynamic stress analyses are carried out. Furthermore, the calculation part is concerned with rating life of bearings, connection of shafts and hubs, and stress analysis of cutting blades. At the end of the thesis the overall calculation of costs is provided. A drawing of the designed garden branch crusher is part of the enclosure of this bachelor thesis.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

| | | |
|--------|---|----|
| 1. | ÚVOD..... | 1 |
| 1.1. | Cíle práce | 1 |
| 2. | ROZDĚLENÍ ZAHRADNÍCH DRTIČŮ | 2 |
| 2.1. | Rozlišení drtiče a štěpkovače..... | 2 |
| 2.2. | Rozdělení dle drtícího mechanismu..... | 3 |
| 2.2.1. | Drtiče s diskovým mechanismem..... | 3 |
| 2.2.2. | Drtiče s frézovacím válcem | 3 |
| 2.2.3. | Drtiče se šnekovým řezacím ústrojím | 4 |
| 2.2.4. | Drtiče s protiběžnými hřídeli..... | 4 |
| 2.2.5. | Drtiče s ozubenými koly..... | 5 |
| 2.3. | Rozdělení dle druhu pohonu | 5 |
| 2.3.1. | Pohon elektromotorem | 5 |
| 2.3.2. | Pohon spalovacím motorem | 6 |
| 2.3.3. | Pohon traktorem | 7 |
| 2.3.4. | Pohon pomocí přídatného adaptéru | 7 |
| 3. | NÁVRH A KONSTRUKCE DRTIČE VĚTVÍ..... | 8 |
| 3.1. | Volba motoru | 9 |
| 3.1.1. | Základní charakteristiky vybraného motoru..... | 9 |
| 3.2. | Kinematický rozbor | 10 |
| 3.3. | Návrh řemenového převodu..... | 11 |
| 3.3.1. | Návrh výpočtových průměru řemenic D_1 a D_2 | 11 |
| 3.3.2. | Návrh osové vzdálenosti..... | 12 |
| 3.3.3. | Stanovení potřebného počtu řemenů | 12 |
| 3.3.4. | Výpočet předpětí řemene..... | 13 |
| 3.3.5. | Návrh řemenic | 13 |
| 3.4. | Návrh předlokové hřídele | 14 |
| 3.4.1. | Výpočet zatížení hřídele | 14 |

| | | |
|--------|--|----|
| 3.4.2. | Bezpečnost předlohové hřídele..... | 18 |
| 3.4.3. | Návrh těsného pera mezi předlohovou hřídelí a pastorkem | 21 |
| 3.5. | Výpočet trvanlivosti ložisek předlohové hřídele | 21 |
| 3.5.1. | Trvanlivost ložisek pro jmenovitý moment M_{K1} | 22 |
| 3.5.2. | Statická bezpečnost ložisek pro maximální moment M_{K1MAX} | 22 |
| 3.6. | Stanovení síly potřebné pro drcení větve..... | 23 |
| 3.7. | Návrh sekací hřídele | 23 |
| 3.7.1. | Bezpečnost sekací hřídele..... | 27 |
| 3.7.2. | Návrh spojení sekací hřídele s velkým ozubeným kolem | 30 |
| 3.7.3. | Návrh spojení sekací hřídele s vloženým ozubeným kolem | 30 |
| 3.8. | Výpočet trvanlivosti ložisek sekací hřídele | 30 |
| 3.8.1. | Trvanlivost ložisek pro jmenovitý moment M_{K2} | 31 |
| 3.8.2. | Trvanlivost ložisek pro maximální moment M_{K2MAX} | 31 |
| 3.9. | Kontrola nožů | 32 |
| 3.9.1. | Kontrola nožů na ohyb | 32 |
| 3.9.2. | Kontrola nožů na stříh | 32 |
| 3.9.3. | Délka štěpky | 33 |
| 4. | CENOVÉ ZHODNOCENÍ..... | 34 |
| 5. | ZÁVĚR..... | 35 |
| 6. | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 36 |
| | SEZNAM PŘÍLOH | 38 |

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

| Značka | Význam | Jednotka |
|------------------|---|----------------------|
| a | vzdálenost | [mm] |
| b | vzdálenost | [mm] |
| b _e | společná šířka evolventního drážkování | [mm] |
| b _p | šířka těsného pera | [mm] |
| c | vzdálenost | [mm] |
| d | průměr | [mm] |
| d _w | valivý průměr ozubeného kola | [mm] |
| e | vzdálenost | [mm] |
| e _d | vzdálenost mezi osami drážek řemenice | [mm] |
| f _d | vzdálenost mezi osou krajní drážky s čelní stranou řemenice | [mm] |
| f | součinitel vláknového tření | [-] |
| f ₀ | součinitel suchého smykového tření | [-] |
| f _k | součinitel tření v klínové drážce | [-] |
| h | vzdálenost | [mm] |
| h _e | společná výška evolventního drážkování | [mm] |
| i | převodový poměr | [-] |
| k | součinitel bezpečnosti | [-] |
| l _s | délka štěpky | [mm] |
| l | vzdálenost | [mm] |
| n | otáčky | [min ⁻¹] |
| p _{ED} | tlak mezi drážkami evolventního drážkování | [MPa] |
| p _{DOV} | dovolený tlak | [MPa] |
| r | poloměr | [mm] |
| s ₀ | statická bezpečnost ložiska | [-] |
| v | obvodová rychlost | [m/s] |
| x | vzdálenost | [mm] |
| z | počet zubů | [-] |
| A | osová vzdálenost | [mm] |
| C _α | součinitel úhlu opásání | [-] |
| C _K | součinitel počtu řemenů v převodu | [-] |
| C _L | součinitel vlivu délky řemene | [-] |
| C _p | součinitel dynamičnosti a pracovního režimu | [-] |
| F | síla | [N] |

| | | |
|--------------------|---|--------------------|
| K | počet řemenů | [-] |
| K_A | dynamický součinitel | [-] |
| L_{10} | základní trvanlivost ložisek | [-] |
| $L_{10\text{hod}}$ | trvanlivost ložisek v provozních hodinách | [hod] |
| L_p | délka řemene | [mm] |
| M | šířka řemenice | [mm] |
| M_K | krouticí moment | [Nm] |
| M_{MMAX} | maximální krouticí moment motoru | [Nm] |
| M_N | jmenovitý moment motoru | [Nm] |
| M_O | ohybový moment | [Nm] |
| N_0 | jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem | [W] |
| N_P | skutečný výkon přenášený jedním řemenem | [W] |
| P | výkon | [W] |
| R | vzdálenost | [mm] |
| R_A | síla v reakci A | [N] |
| R_B | síla v reakci B | [N] |
| R_e | mez kluzu oceli | [MPa] |
| R_m | mez pevnosti oceli | [MPa] |
| R_{vrA} | výsledná síla v reakci A | [N] |
| R_{vrB} | výsledná síla v reakci B | [N] |
| S | plocha | [mm ²] |
| T_K | namáhání krutem | [Nm] |
| α | úhel | [°] |
| α_σ | tvarový součinitel | [-] |
| α_τ | tvarový součinitel | [-] |
| β | úhel | [°] |
| γ | úhel | [°] |
| δ | úhel | [°] |
| ε_v | součinitel vlivu velikosti součásti | [-] |
| ξ | úhel | [°] |
| η | účinnost | [-] |
| η_p | součinitel jakosti povrchu | [-] |
| λ | úhel | [°] |
| σ | napětí | [MPa] |
| τ | napětí | [MPa] |

1. ÚVOD

Drtiče větví jsou stroje sloužící k drcení dřevin. Drtič zredukuje haldu větví na dále použitelný, méně objemný odpad, a to tak, že rozmělní větve na malé kousky. Tyto kousky se nazývají drť nebo štěpky. Drtiče se vyrábějí ve velké škále, dle místa užití. Čím vyšší je frekvence používání drtiče, tím větší je jeho kvalita provedení a také cena. Zahradní drtiče se používají k likvidaci zahradního odpadu, jako jsou např. větve stromů a keřů. Nově vzniklý odpad se dá na zahradě dále využít. Používá se jako kompostovací nebo mulčovací materiál. Velké drtiče se používají v lesním průmyslu, kde požadavky na stroj jsou daleko větší.

1.1. Cíle práce

- Přehled drtičů
- Návrh drtiče
- Návrh vhodného převodového ústrojí
- Návrh drticího ústrojí
- Kontrola navržených hřídelů

2. ROZDĚLENÍ ZAHRADNÍCH DRTIČŮ

Na trhu jsou dostupné drtiče v různých variantách a provedeních. Drtiče se skládají z několika základních částí jako např. drticí mechanismus, pohonná jednotka, rám stroje. Především se tyto stroje liší v mechanismech, které zajišťují drcení větví, a také v typu pohonu.

2.1. Rozlišení drtiče a štěpkovače

Drtiče větví zpracují dřevinu na velmi jemnou drť, kterou lze dále použít na zahradách jako náhradu za mulčovací kůru. Štěpkovače vytvářejí tzv. štěpky, což jsou delší kusy větví, které se používají především jako palivo. Délka štěpky se pohybuje od 4 do 12 cm, přičemž záleží na drticím mechanismu. Drtiče pracují ve větších otáčkách a jejich hlučnost je vyšší než hlučnost štěpkovačů.



Obr. 2.1 - Rozdíl mezi drtí (vlevo) a štěpkou (vpravo) [19]

Tab. 2.1 – Porovnání drtiče a štěpkovače

| | Drtiče | Štěpkovače |
|----------|---|--------------------------------------|
| Výhody | Rychlý, jednoduchý způsob drcení větví Levnější výroba | Samočinné vtahování větví Tichost |
| Nevýhody | Hlučnost Nutnost použití dalších přídavných prostředků pro vtahování větví | Dražší výroba |

2.2. Rozdělení dle drticího mechanismu

Drticí mechanismy zajišťují drcení dřevin. Výběr drticího mechanismu může také záležet na faktu, jak bude s nově vzniklým materiálem naloženo. Nadrobno drcené dřeviny se můžou kompostovat nebo použít jako izolační vrstva zahradních rostlin. Větší štěrky jsou většinou použity jako palivo.

2.2.1. Drtiče s diskovým mechanismem

Tyto drtiče využívají rotující talíř s dvěma rovnoměrně rozloženými noži. Talíř má poměrně vysoké otáčky, takže vzniklý drcený materiál je malých rozměrů. Výhodou je jeho jednoduchá konstrukce a vyměnitelnost nožů. Nevýhodou je vysoká hlučnost a také, že nevtahuje dřeviny samočinně. Obsluha používá speciální pomůcky k zajištění drcení větví tak, aby se předešlo pracovnímu úrazu.



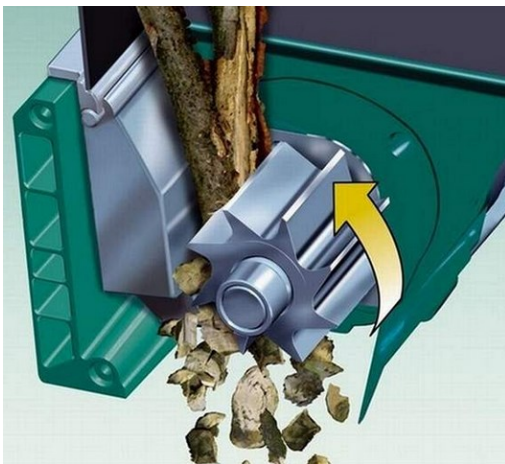
Obr. 2.2 - Schéma drtiče s diskovým mechanismem [18]



Obr. 2.3 – Drtič větví Cutter Power 2500 s diskovým mechanismem [19]

2.2.2. Drtiče s frézovacím válcem

Tyto drtiče využívají princip rotující frézy. K fríze je z druhé strany přitlačena buď kovová deska, nebo otočný válec, jejichž přisunutí lze mechanicky ovládat, a tím zajistit vhodné řezné podmínky větví. Oproti předchozímu typu jsou tyto drtiče velice tiché, větve jsou samočinně vtahovány. Některé druhy fréz mají tvar konického válce a jsou duté. Tato úprava frézy zamezuje ucpávání drticího mechanismu.



Obr. 2.4 – Drtič s frézovacím válcem [18]



Obr. 2.5 – Drtič s dutou kónickou frézou [18]

2.2.3. Drtiče se šnekovým řezacím ústrojím

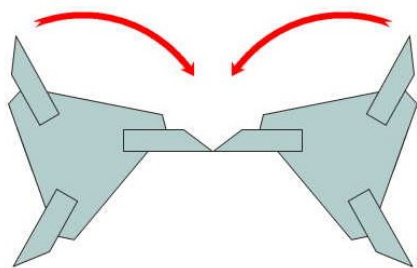
Šnekové řezací ústrojí je šikmo uložené. Díky tomuto sklonu potřebuje drtič na stejnou práci méně energie a udělá ji rychleji v porovnání s předchozími druhy drtičů. Na závitech má šnek vybroušené ostří k lepšímu přeseknutí vtahovaných větví. Tento způsob drcení větví je velice tichý a je také samočinný. Nevýhodou je vyšší cena tohoto typu drtiče.



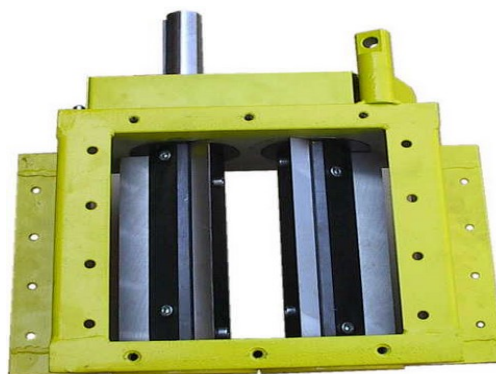
Obr. 2.6 – Drtič se šnekovým mechanismem [17]

2.2.4. Drtiče s protiběžnými hřídeli

Drtiče s tímto mechanismem využívají společného záběru ozubených kol, které se otáčejí v opačném smyslu vůči sobě. Hřídele jsou opatřené výměnnými noži, které jsou vždy umístěny radiálně, a na obou hřídelích je stejný počet nožů. Nože jsou na hřídelích připevněny tak, aby se vždy dva opačné nože potkaly v jednom bodě, a tím zajistily přeseknutí dřeviny. Drtiče s tímto systémem vytvářejí delší štěpky, avšak jejich rozměr závisí na počtu nožů a na jejich vzdálenosti. Výstupní otáčky hřídelů se pohybují v rozmezí 40 až 100 otáček za minutu dle typu stroje.



Obr. 2.7 – Schéma drtiče s protiběžnými hřídeli [11]



Obr. 2.8 – Drtič větví ROJEK DH 10 E s protiběžnými hřídeli [11]

2.2.5. Drtiče s ozubenými koly

Lámání větví probíhá mezi otáčejícími se ozubenými koly. Výsledná délka štěrky je rovná vzdálenosti jednotlivých zubů. Výška zubů musí být minimálně stejně velká, jako polovina průměru drcené větve. Tento způsob drcení větví je samočinný, takže větve jsou vtahovány mezi ozubená kola bez působení vnějších sil.



Obr. 2.9 – Schéma drtiče s ozubenými koly [14]

2.3. Rozdělení dle druhu pohonu

Nejběžnějším pohonem pro zahradní drtiče je elektromotor, ale také se vyskytuje řada dalších druhů pohonů. Tyto další pohony jsou obvykle použity pro stroje větších výkonů pro drcení dřevin větších průměrů.

2.3.1. Pohon elektromotorem

Tento druh pohonu je nejrozšířenějším druhem pohonu pro zahradní drtiče. Elektromotor je připevněn stacionárně k rámu stroje. Jeho umístění záleží na drticím mechanismu. Pro drtiče s frézovacím válcem je elektromotor uložen vodorovně v úrovni

drticího ústrojí. Pro drtiče s šnekovým mechanismem je elektromotor uložen šikmo zespodu (obr. 2.11). U drtičů s protiběžnými hřídeli se elektromotor obvykle umísťuje ve spodní části rámu z hlediska dalšího možného upravení otáček drtiče.



Obr. 2.10 – Drtič větví BOSCH
AXT 25 D [24]



Obr. 2.11 – Drtič větví SCHEPPACH
BIOSTAR 2000 [23]

2.3.2. Pohon spalovacím motorem

Drtiče využívající spalovací motor se používají v místech, kde není dostupná elektrická síť. Konstrukce těchto drtičů je velmi podobná konstrukci drtičů s elektromotorem. Obvykle drtiče se spalovacím motorem mají větší výkon, tím pádem jsou vyšší pořizovací náklady oproti drtičům s elektromotorem.



Obr. 2.12 – Drtič větví HECHT 6159 [28]

2.3.3. Pohon traktorem

Výkon je přenášen pomocí hřídelů s drážkováním. Nachází se zde také kloubové spojení, které slouží pro spojení hřídelů s proměnou osovou výškou. Drtič je k traktoru připevněn pomocí tříbodového systému. Tyto drtiče mají řádově větší výkon než předešlé drtiče. Drtiče s možností připojení za traktor využívají především majitelé lesů. V lesích jsou nároky na provoz drtiče daleko větší než na drtiče provozovaných na zahradách.



Obr. 2.13 – Drtič větví PIRAÑA [13]

2.3.4. Pohon pomocí přídavného adaptéru

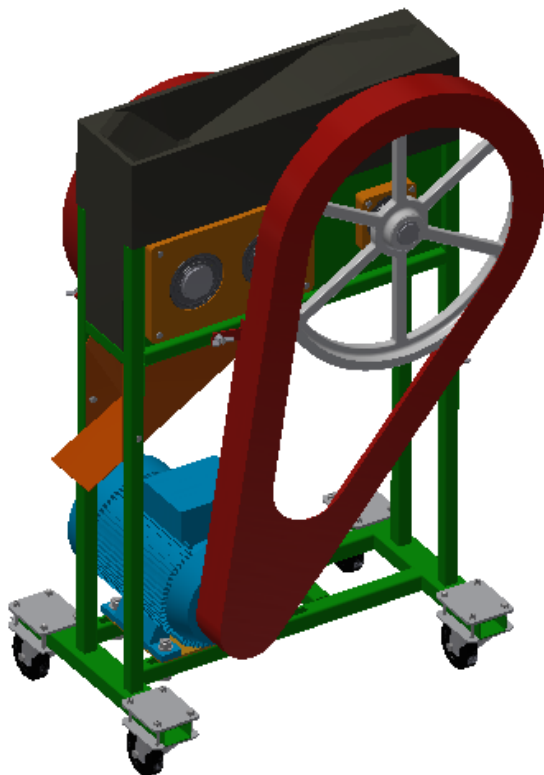
Jedná se o spojení pohonu spalovacím motorem a pohonu traktorem. Drtič se připojí na kultivátor. Nevýhodou je, že různé typy kultivátorů mají různé výstupy, takže drtič se musí pořídít rovnou s kultivátorem. Výkonnost takovýchto drtičů je podobná výkonnosti drtičů se spalovacím motorem.



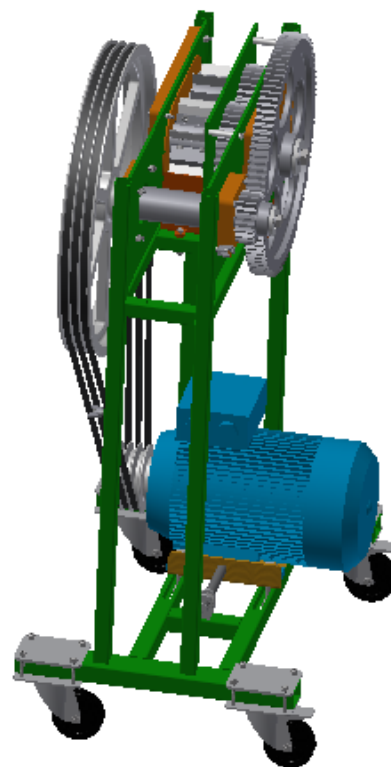
Obr. 2.14 – Drtič větví pomocí VARI systému [21]

3. NÁVRH A KONSTRUKCE DRTIČE VĚTVÍ

Mým úkolem je navrhnout zahradní drtič větví pro drcení větví do průměru 40 mm. Navrhovaný stroj bude drtič s protiběžnými hřídeli. Tuto konstrukci volím z hlediska snadného převodování stroje a z hlediska zaručení samočinného vtahování větví. Pohon stroje bude zajišťovat vhodně zvolený elektromotor. Elektromotor bude připevněn na desce pomocí čtyř šroubů. Tato deska bude připevněná k rámu stroje, ve kterém budou drážky sloužící k vhodnému umístění elektromotoru v rámu. Tímto způsobem se docílí požadovaného předpětí řemene. Rám bude svařenec tenkostěnných profilů. K rámu budou přivařeny dva ocelové plechy. K těmto plechům budou přišroubovány ložiskové domky, které budou sloužit pro uložení ložisek. Dále na rámu budou přivařené kolíky se závity, které slouží k připevnění krytu řemenice a krytu ozubeného soukolí. V horní části rámu bude umístěn plastový trychtýř, který bude vhodně uzpůsoben tak, aby se vkládané větve dostaly rovnou k drticímu mechanismu. Pod drticím mechanismem bude plechový trychtýř k odvedení vzniklé štěpky na požadované místo. Na rámu budou připevněny čtyři kolečka sloužící k jednoduché přepravě drtiče. Dvě kolečka budou otočná s úplnou blokací, další dvě kolečka budou kolečka pevná, neotočná. Konstrukce rámu, tvary trychtýřů a krytů nejsou předmětem této bakalářské práce.



Obr. 3.1 – 3D schéma drtiče



Obr. 3.2 – 3D schéma drtiče bez
vnějšího krytování

3.1. Volba motoru

Drtič bude poháněn elektromotorem, jehož základní parametry jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 – Základní parametry zvoleného motoru [15]

| Druh motoru | Výkon [kW] | Otáčky [min ⁻¹] | Hmotnost [kg] | Cena [kč] |
|----------------------|------------|-----------------------------|---------------|-----------|
| SIEMENS 1LE1002-1AB5 | 3 | 1425 | 22 | 4812 |

Z dostupných motorů na trhu je vybrán elektromotor typu SIEMENS 1LE1002-1AB5. Jedná se o třífázový, asynchronní motor. Tento motor má dostatečný výkon, vhodné otáčky na výstupu a taktéž je cenově přijatelný.

3.1.1. Základní charakteristiky vybraného motoru

Z tabulky 3.2 je možné vyčíst další základní dostupné informace ohledně elektromotoru poskytované výrobcem v katalogu.

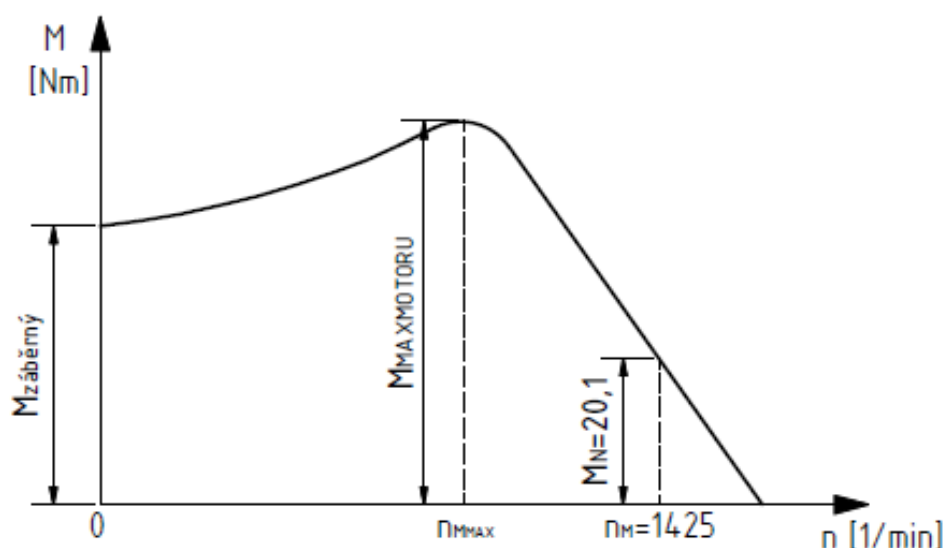
Tab. 3.2 – Další parametry elektromotoru SIEMENS 1LE1002-1AB5 [15]

| Jmenovitý moment při 50Hz M_N [Nm] | Záběrový moment v násobcích jmenovitého momentu M_A/M_N | Moment zvratu v násobcích jmenovitého momentu M_K/M_N | Moment setrvačnosti J [kg·m ²] | Momentová třída |
|---|--|--|---|-----------------|
| 20,1 | 2,4 | 2,6 | 0,0078 | KL |

Z tabulky 3.2 je pro následné výpočty důležitý poměr M_K/M_N . Jedná se o poměr maximálního momentu k momentu jmenovitému. Výpočty hřídelí, ložisek, řemenového převodu a ozubených převodů budou vycházet z maximálního momentu. Charakteristiku elektromotoru lze odečíst z obr. 3.3.

Maximální moment motoru:

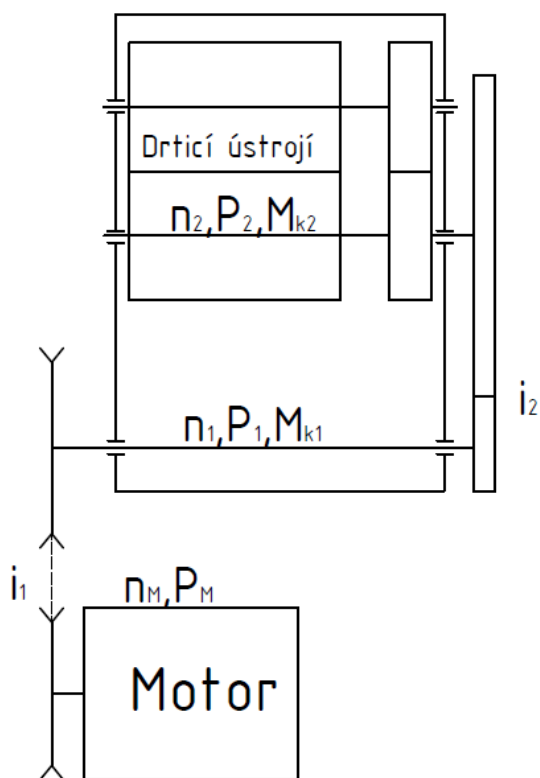
$$M_{MAX} = 2,6 \cdot M_N = 2,6 \cdot 20,1 = 52,26 \text{ Nm} \quad (1)$$



Obr. 3.3 – Charakteristika asynchronního motoru [31]

3.2. Kinematický rozbor

Otáčky každé protiběžné, sekací hřídele budou 60 ot/min, proto je třeba zvolit vhodný způsob převodování. Nejprve bude použit řemenový převod od motoru a následně převod ozubenými koly s přímými zuby (viz obr. 3.4). V drticím mechanismu se nachází vložené ozubené soukolí s přímými zuby z důvodu velikosti sekacích hřídelů a nožů. Účinnost řemenového převodu je 0,9 [5], účinnost ozubeného převodu je 0,98 [5], účinnost kuličkových ložisek je 0,995 [5].



Obr. 3.4 – Schéma drtiče

Celkový převodový poměr:

$$i_c = \frac{n_M}{n_2} = \frac{1425}{60} = 23,75 \quad (2)$$

Tento celkový převodový poměr se rozdělí do dvou dílčích převodových poměrů i_1, i_2 . Hodnoty těchto dílčích převodů jsou $i_1 = 4,75, i_2 = 5$. Z prvního převodového poměru lze vypočítat otáčky n_1 předlokové hřídele, následně pak výkon a moment na předlokové hřídeli.

$$n_1 = \frac{n_M}{i_1} = \frac{1425}{4,75} = 300 \text{ min}^{-1} \quad (3)$$

$$P_1 = P_M \cdot \eta_{\text{ř}} = 3000 \cdot 0,9 = 2700 \text{ W} \quad (4)$$

$$M_{K1} = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 2700}{\pi \cdot 300} = 85,94 \text{ Nm} \quad (5)$$

$$M_{K1MAX} = M_{MMAX} \cdot i_1 \cdot \eta_{\text{ř}} = 52,26 \cdot 4,75 \cdot 0,9 = 223,4 \text{ Nm} \quad (6)$$

Pro druhou hřídel platí:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_o \cdot \eta_L = 2700 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 2632,77 \text{ W} \quad (7)$$

$$M_{K2} = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 2632,77}{\pi \cdot 60} = 419 \text{ Nm} \quad (8)$$

$$M_{K2MAX} = M_{MMAX} \cdot i_c \cdot \eta_{\text{ř}} \cdot \eta_o \cdot \eta_L = 52,26 \cdot 23,75 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 1089,24 \text{ Nm} \quad (9)$$

3.3. Návrh řemenového převodu [7]

Potřebná velikost řemene se určí dle otáček motoru n_M a výkonu motoru P_M . Tato velikost se zjistí z diagramu [8]. Dle tohoto diagramu se volí řemen průřezu A. Jedná se o klínový řemen klasického průřezu.

3.3.1. Návrh výpočtových průměrů řemenic D_1 a D_2

Musí platit:

$$D_{MIN} \leq D_1 \leq D_{MAX} \quad (10)$$

Pro řemen průřezu A je hodnota $D_{MIN} = 90 \text{ mm}$.

$$D_{MAX} = \frac{60000 \cdot v_{max}}{\pi \cdot n_M} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 1425} = 335,1 \text{ mm}, \quad (11)$$

kde $v_{max} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [7] pro klínový řemen klasického průřezu.

Průměr malé řemenice:

$$D_1 = 100 \text{ mm}$$

Průměr velké řemenice:

$$D_2 = i_1 \cdot D_1 = 4,75 \cdot 100 = 475 \text{ mm} \quad (12)$$

Obvodová rychlost malé řemenice:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_M \cdot D_1}{60} = \frac{\pi \cdot 1425 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{60} = 7,46 \text{ m/s} \quad (13)$$

3.3.2. Návrh osových vzdáleností

Minimální osová vzdálenost:

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (475 - 100) = 265,2 \text{ mm} \quad (14)$$

Maximální osová vzdálenost:

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_2 + D_1) = 2 \cdot (475 + 100) = 1150 \text{ mm} \quad (15)$$

Musí platit:

$$A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX} \quad (16)$$

→ Předběžný návrh osových vzdáleností $A = 600 \text{ mm}$.

Předběžná geometrická délka řemene:

$$L_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} = 2 \cdot 600 \cdot \sin \frac{143,58^\circ}{2} + \pi \cdot 100 \cdot \frac{143,58^\circ}{360} + \pi \cdot 475 \cdot \frac{216,42^\circ}{360} = 2162,3 \text{ mm} \quad (17)$$

Úhel opásání hnací řemenice:

$$\alpha = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{475 - 100}{2 \cdot 600} \right) = 143,58^\circ \quad (18)$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = \frac{180 - \alpha}{2} = \frac{180 - 143,58^\circ}{2} = 18,21^\circ \quad (19)$$

Úhel opásání hnané řemenice:

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma = 180 + 2 \cdot 18,21^\circ = 216,42^\circ \quad (20)$$

Nejbližší normalizovaná délka řemene:

$$L_p = 2240 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180}(D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{1,04 \cdot 2240 - \frac{\pi}{2}(100 + 475) - \frac{\pi \cdot 18,21^\circ}{180}(475 - 100)}{2 \cdot \sin \frac{143,58^\circ}{2}} = 688,1 \text{ mm} \quad (21)$$

3.3.3. Stanovení potřebného počtu řemenů

Celkový počet řemenů:

$$K = \frac{P_M}{N_P \cdot C_K} = \frac{3000}{1192,5 \cdot 0,95} = 2,65 \quad (22)$$

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem v provozních podmínkách:

$$N_P = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 1500 \cdot \frac{0,9 \cdot 1,06}{1,2} = 1192,5 \text{ W} \quad (23)$$

Hodnoty součinitelů C_α , C_L , C_P , C_K a hodnota N_0 jsou určeny z tabulek a diagramů [8].

Celkový počet řemenů je 3.

3.3.4. Výpočet předpětí řemene

Potřebné předpětí řemene:

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \hat{\alpha} + 1}}{e^{f_k \hat{\alpha} - 1}} = 1,6 \cdot \frac{1045,2}{2} \cdot \frac{e^{1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58}{180} + 1}}{e^{1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58}{180} - 1}} = 876 \text{ N}, \quad (24)$$

kde k je bezpečnost proti prokluzu řemene a volí se v rozmezí (1,3÷1,6).

Přenášená obvodová síla:

$$F = \frac{2 \cdot M_{MMAX}}{D_1} = \frac{2 \cdot 52,26 \cdot 10^3}{100} = 1\,045,2 \text{ N} \quad (25)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_D}{2}} = \frac{0,4395}{\sin \frac{34^\circ}{2}} = 1,503, \quad (26)$$

kde α_D je úhel drážky řemenice a volí se $\alpha_D = 34^\circ$ [8].

Součinitel vláknového tření:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 7,46 = 0,4395, \quad (27)$$

kde součinitel f_0 je pro pryžový řemen roven 0,35 [5].

Rozsah osové vzdálenosti řemenic pro správné předpětí a snadnou montáž řemene:

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P = 688,1 - 0,015 \cdot 2240 = 654,5 \text{ mm} \quad (28)$$

$$A_{MAX} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_P = 688,1 + 0,030 \cdot 2240 = 755,3 \text{ mm} \quad (29)$$

3.3.5. Návrh řemenic

Šířky obou řemenic budou shodné a vypočtou se dle vztahu (30).

$$M = (K - 1) \cdot e_d + 2 \cdot f_d = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ mm}, \quad (30)$$

kde $e_d = 15 \text{ mm}$ a $f_d = 10 \text{ mm}$ [8].

Velikost náboje v malé řemenici je dána rozměrem výstupní hřídele z elektromotoru, jejíž průměr $\phi_{dM} = 28 \text{ mm}$.

Průměr náboje ve velké řemenici:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1MAX}}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 223,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 35,7 \text{ mm} \quad (31)$$

Hodnota τ_{DOV} se volí (15÷25) MPa [5], pro předlohouvé hřídele $\tau_{DOV} = 25 \text{ MPa}$ [5]. Dle ČSN 01 4990 [8] volen průměr náboje 38 mm. Pro tento stanovený průměr se volí těsné pero dle ČSN 02 2562 [8]. Řemenice bude na hřídeli zajištěna pojistným kroužkem pro hřídel ČSN 02 2930 [8]. Pro délku tohoto těsného pera platí z pevnostní kontroly na otláčení následující vztahy [6]:

$$l' = \frac{F_{\text{ř}}}{p_{\text{DOV}} \cdot t_1} = \frac{10\,818,4}{125 \cdot 3,3} = 26,2 \text{ mm} \quad (32)$$

$$F_{\text{ř}} = \frac{M_{K1\text{MAX}}}{\frac{d+t_1}{2}} = \frac{223,4 \cdot 10^3}{\frac{38+3,3}{2}} = 10\,818,4 \text{ N} \quad (33)$$

$$l = l' + b_p = 26,2 + 10 = 36,2 \text{ mm} \quad (34)$$

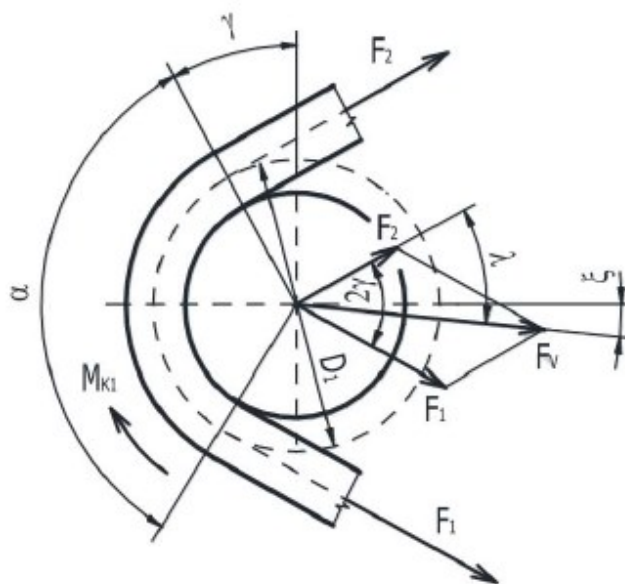
Vypočtená hodnota délky l se zaokrouhlí na nejbližší normalizovanou délku dle ČSN 02 2562 [8]. Konečná délka těsného pera $l = 40 \text{ mm}$. Hodnota p_{DOV} se pro ocelovou řemenici volí v rozmezí $(100 \div 150) \text{ MPa}$ [7]. Pro výpočet se volí hodnota $p_{\text{DOV}} = 125 \text{ MPa}$.

3.4. Návrh předlokové hřídele

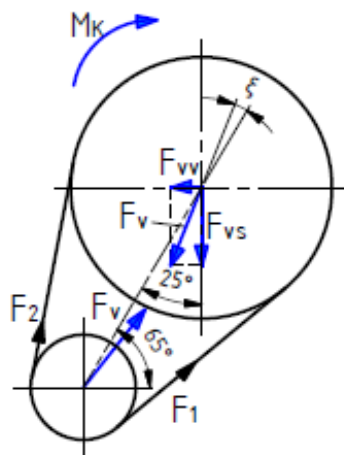
Minimální průměr hřídele je 35,7 mm, dle rovnice (31). Průměr hřídele v místě řemenice je shodný s průměrem náboje řemenice v tomto místě, tedy 38 mm. Hřídel je dále odstupňována s ohledem na uložení ložisek. Krouticí moment bude přenášen pomocí těsných per, které budou umístěné na každém konci hřídele. Pastorek bude na hřídeli připevněn pomocí pojistné desky pro hřídele ČSN 02 2703 [2]. Pevnostní výpočet předlokové hřídele se provede pro jmenovitý i pro maximální moment motoru.

3.4.1. Výpočet zatížení hřídele

Předloková hřídel je namáhána na krut a na ohyb. Krut se vyskytuje téměř po celé její délce, konkrétně mezi řemenicí a pastorkem. Ohyb způsobují síly, které vznikají mezi ozubenými koly, a síly od řemene. Z těchto sil se vypočte zatížení hřídele. Jednotlivé síly se vypočtou pro jmenovitý i maximální moment. Působení sil na řemenici, a tedy i na hřídeli, je znázorněno na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Výslednice tahových sil v řemenu F_v [5]



Obr. 3.6 – Rozložení výsledné síly do vodorovné a svislé složky

Výpočet sil od hnané řemenice pro jmenovitý moment motoru [5]:

$$F_{jm} = \frac{M_N}{\frac{d_{mř}}{2}} = \frac{20,1 \cdot 10^3}{\frac{100}{2}} = 402 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{1jm} = F_{jm} \cdot \frac{e^{f \cdot \hat{\alpha}}}{e^{f \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 402 \cdot \frac{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}}}{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}} - 1} = 602,2 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{2jm} = F_{jm} \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 402 \cdot \frac{1}{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}} - 1} = 200,2 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Vjm} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma} =$$

$$= \sqrt{602,2^2 + 200,2^2 + 2 \cdot 602,2 \cdot 200,2 \cdot \cos(2 \cdot 18,21^\circ)} = 772,5 \text{ N} \quad (38)$$

$$\lambda_{jm} = \arcsin\left(\frac{F_{1jm}}{F_{Vjm}} \cdot \sin 2\gamma\right) = \arcsin\left(\frac{602,2}{772,5} \cdot \sin(2 \cdot 18,21^\circ)\right) = 27,57^\circ \quad (39)$$

$$\xi_{jm} = \lambda_{jm} - \gamma = 27,57^\circ - 18,21^\circ = 9,36^\circ \quad (40)$$

$$F_{VSjm} = F_{Vjm} \cdot \cos(25^\circ - \xi_{jm}) = 772,5 \cdot \cos(25^\circ - 9,36^\circ) = 743,9 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{VVjm} = F_{Vjm} \cdot \sin(25^\circ - \xi_{jm}) = 772,5 \cdot \sin(25^\circ - 9,36^\circ) = 208,3 \text{ N} \quad (42)$$

Výpočet sil od hnané řemenice pro maximální moment motoru:

$$F_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{\frac{d_{mř}}{2}} = \frac{52,26 \cdot 10^3}{\frac{100}{2}} = 1\,045,2 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{1MAX} = F_{MAX} \cdot \frac{e^{f \cdot \hat{\alpha}}}{e^{f \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1\,045,2 \cdot \frac{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}}}{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}} - 1} = 1\,565,7 \text{ N} \quad (44)$$

$$F_{2MAX} = F_{MAX} \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1\,045,2 \cdot \frac{1}{e^{0,4395 \cdot \frac{\pi \cdot 143,58^\circ}{180}} - 1} = 520,5 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{VMAX} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\gamma} =$$

$$= \sqrt{1\,565,7^2 + 520,5^2 + 2 \cdot 1\,565,7 \cdot 520,5 \cdot \cos(2 \cdot 18,21^\circ)} = 2\,008,5 \text{ N} \quad (46)$$

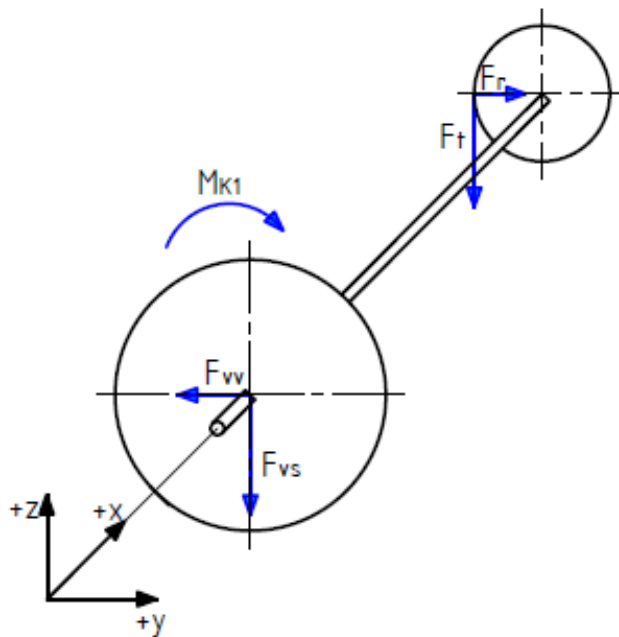
$$\lambda_{MAX} = \arcsin\left(\frac{F_{1MAX}}{F_{VMAX}} \cdot \sin 2\gamma\right) = \arcsin\left(\frac{1\,565,7}{2\,008,5} \cdot \sin(2 \cdot 18,21^\circ)\right) = 27,57^\circ \quad (47)$$

$$\xi_{MAX} = \lambda_{MAX} - \gamma = 27,57^\circ - 18,21^\circ = 9,36^\circ \quad (48)$$

$$F_{VSMAX} = F_{VMAX} \cdot \cos(25^\circ - \xi_{MAX}) = 2\,008,5 \cdot \cos(25^\circ - 9,36^\circ) = 1\,934,1 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{VVMAX} = F_{VMAX} \cdot \sin(25^\circ - \xi_{MAX}) = 2\,008,5 \cdot \sin(25^\circ - 9,36^\circ) = 541,5 \text{ N} \quad (50)$$

Pro výpočet zatížení hřídele je potřeba rozdělit působící síly do dvou rovin. Působící síly v jednotlivých rovinách lze vidět na zjednodušeném modelu na obr. 3.7.



Obr. 3.7 – Znázornění sil namáhajících předlohovou hřídel

Výpočet obvodové síly v ozubení při jmenovitém momentu:

$$F_{tjm} = \frac{M_{K1}}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{85,94 \cdot 10^3}{\frac{73,5}{2}} = 2\,338,5 \text{ N} \quad (51)$$

Výpočet radiální síly v ozubení při jmenovitém momentu:

$$F_{rjm} = F_{tjm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 2\,338,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 851,1 \text{ N} \quad (52)$$

Výpočet obvodové síly v ozubení při maximálním momentu:

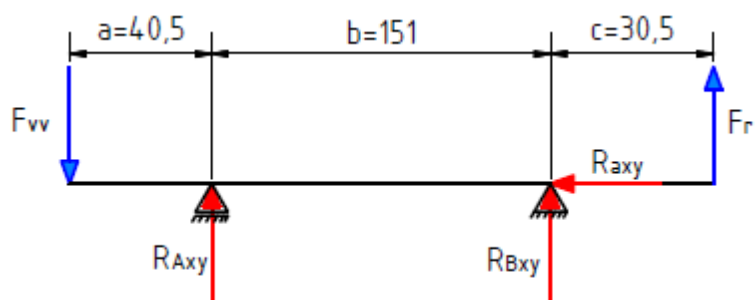
$$F_{tMAX} = \frac{M_{K1MAX}}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{223,4 \cdot 10^3}{\frac{73,5}{2}} = 6\,078,9 \text{ N} \quad (53)$$

Výpočet radiální síly v ozubení při maximálním momentu:

$$F_{rMAX} = F_{tMAX} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 6\,078,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2\,212,5 \text{ N} \quad (54)$$

Pro výpočet reakcí v podporách platí rovnice (55 ÷ 63). Síly jsou počítány pro moment jmenovitý i maximální, výsledky jsou uvedeny v tabulce 3.3. Průběhy ohybových momentů, posouvajících sil a krouticího momentu jsou uvedeny v příloze A (rovina X-Y) a v příloze B (rovina X-Z).

Výpočet reakcí v rovině X-Y:



Obr. 3.8 – Znázornění působících sil v rovině X-Y

$$\sum M_{OB} = -F_{Vv} \cdot (a + b) + R_{Axy} \cdot b - F_r \cdot c = 0 \quad (55)$$

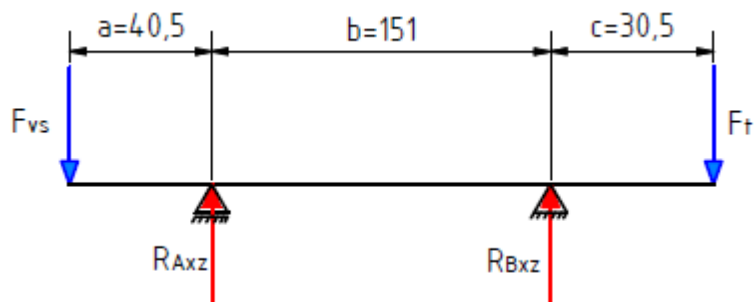
$$R_{Axy} = \frac{F_r \cdot c + F_{Vv} \cdot (a + b)}{b} \quad (56)$$

$$\sum M_{OA} = F_{Vv} \cdot a + R_{Bxy} \cdot b + F_r \cdot (b + c) = 0 \quad (57)$$

$$R_{Bxy} = \frac{-F_{Vv} \cdot a - F_r \cdot (b + c)}{b} \quad (58)$$

$$\sum F_x = R_{Bx} = 0 \quad (59)$$

Výpočet reakcí v rovině X-Z:



Obr. 3.9 – Znázornění působících sil v rovině X-Z

$$\sum M_{OB} = -F_{Vs} \cdot (a + b) + R_{Axz} \cdot b + F_t \cdot c = 0 \quad (60)$$

$$R_{Axz} = \frac{F_{Vs} \cdot (a + b) - F_t \cdot c}{b} \quad (61)$$

$$\sum M_{oA} = F_{Vs} \cdot a + R_{Bxz} \cdot b - F_t \cdot (b + c) = 0 \quad (62)$$

$$R_{Bxz} = \frac{-F_{Vs} \cdot a + F_t \cdot (b + c)}{b} \quad (63)$$

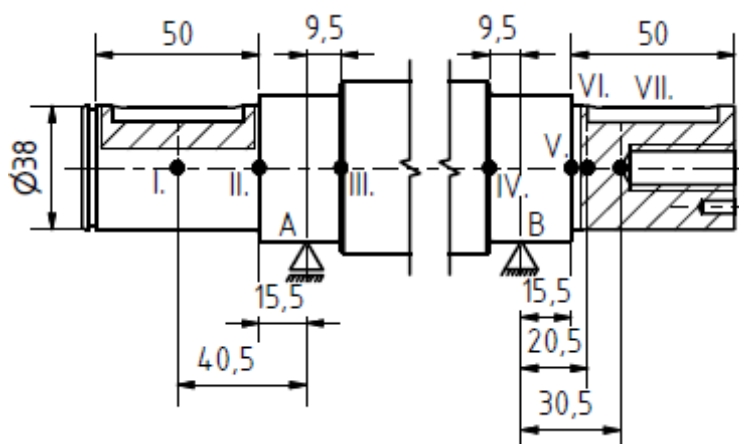
Tab. 3.3 – Hodnoty vypočtených sil v podporách předlokové hřídele

| | Hodnoty pro jmenovitý moment M_{K1} | Hodnoty pro maximální moment M_{K1MAX} |
|---------------|---------------------------------------|--|
| R_{Axy} [N] | 436,1 | 1 203,3 |
| R_{Bxy} [N] | - 1 078,9* | - 2 874,4* |
| R_{Axz} [N] | 471,1 | 1 010,9 |
| R_{Bxz} [N] | 2 611,3 | 7 002,1 |

*znaménko mínus znamená, že síly působí opačným směrem, než je zakresleno na obr. 3.8

3.4.2. Bezpečnost předlokové hřídele [3]

Pro určená kritická místa se provede statická kontrola a dynamická kontrola pro jmenovitý moment, pro maximální moment se provede statická kontrola hřídele. V kritických místech je nutno spočítat hodnoty výsledných ohybových a krouticích momentů. Hřídel bude vyrobena z oceli 14 220.4, která má mez kluzu $R_e = 590$ MPa [8] a mez pevnosti $R_m = 785$ MPa [8]. Pro kontrolu bezpečnosti hřídele se ke krouticímu momentu započítává součinitel K_A . Krouticí moment je ve všech kritických místech hřídele stejný a vypočte se dle vztahu (64) pro jmenovitý moment a dle vztahu (65) pro maximální moment.



Obr. 3.10 – Kritická místa na předlokové hřídeli

$$T_{K1jm} = K_A \cdot M_{K1} = 1,75 \cdot 85,94 = 150,4 \text{ Nm} \quad (64)$$

$$T_{K1MAX} = K_A \cdot M_{K1MAX} = 1,75 \cdot 223,4 = 390,95 \text{ Nm} \quad (65)$$

Hodnota $K_A = 1,75$ se volí pro zatížení hnacího stroje plynulé a zatížení převodovky s velkými rázy.

| ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČINITELU K _A PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL | | | | | PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY | |
|--|--|-------------------------|----------------------------|--------------------------|--|---|
| Zatěžování převodovky hnacím strojem | Zatěžování převodovky hnacím (pracovním) strojem | | | | Zatěžování převodovky | Druh pracovního stroje |
| | plynulé | s malou nerovnoměrností | se střední nerovnoměrností | s velkou nerovnoměrností | plynulé | generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty |
| plynulé | 1,0 | 1,25 | 1,5 | 1,75 | s malou nerovnoměrností | generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo |
| s malou nerovnoměrností | 1,1 | 1,35 | 1,6 | 1,85 | se střední nerovnoměrností | hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřáb, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka |
| se střední nerovnoměrností | 1,25 | 1,5 | 1,75 | 2,0 | s velkými rázy | lis, nůžky, kalandri na pryž, válcovací stolice, lopatové řypadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, biketovací lis, hnětačí stroj |
| s velkou nerovnoměrností | 1,5 | 1,75 | 2,0 | 2,25 | | |

| PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY | |
|---|--|
| Zatěžování převodovky | Druh hnacího stroje |
| plynulé | elektromotor, parní turbína, plynová turbína |
| s malou nerovnoměrností | hydromotor, parní turbína, plynová turbína |
| se střední nerovnoměrností | víceválcový spalovací motor |
| s velkou nerovnoměrností | jednoválcový spalovací motor |

Obr. 3.11 – Hodnoty součinitele K_A [9]

Statická kontrola:

Ohybové napětí v kritických místech:

$$M_{oi} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxy})^2 + (K_A \cdot M_{oxz})^2} \quad (66)$$

Hodnoty M_{oxy} a M_{oxz} se vypočítají dle Schwedlerové věty [26]. Výpočet těchto momentů je nutné provést pro každé kritické místo. Průběh ohybových momentů na předlohové hřídeli je znázorněn v příloze A a v příloze B.

Smykové napětí:

$$\tau_{Si} = \frac{T_{K1}}{\pi \cdot d_i^3} \quad (67)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{Soi} = \frac{M_{oi}}{\pi \cdot d_i^3} \cdot \alpha_{\sigma i} \quad (68)$$

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{REDi} = \sqrt{\sigma_{Soi}^2 + 4 \cdot \tau_{Si}^2} \quad (69)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_{Si} = \frac{R_e}{\sigma_{REDi}} \quad (70)$$

V místě, kde nepůsobí ohybový moment, tedy v kritických místech I. a VII., se součinitel statické bezpečnosti vypočte podle následující rovnice:

$$k_{Si} = k_{Ti} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{Si}} \quad (71)$$

Tab. 3.4 - Hodnoty součinitelů α_σ , α_τ [1] a vypočtených hodnot v kritických místech pro jmenovitý moment

| Kritické místo | $\alpha_{\sigma i}$ [-] | $\alpha_{\tau i}$ [-] | $\phi_{d i}$ [mm] | $ M_{Oxyi} $ [Nm] | $ M_{Oxzi} $ [Nm] | M_{Oi} [Nm] | τ_{si} [MPa] | σ_{soi} [MPa] |
|----------------|----------------------------|--------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|------------------|----------------------|-------------------------|
| I. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | - | - | - | 61,2 | - |
| II. | 2 | 1,8 | 38 | 5,2 | 18,6 | 33,8 | 25,1 | 13,2 |
| III. | 2,4 | 1,8 | 45 | 6,3 | 32,7 | 58,3 | 15,1 | 15,6 |
| IV. | 2,4 | 1,8 | 45 | 23,8 | 68,7 | 127,3 | 15,1 | 34,1 |
| V. | 2,1 | 1,8 | 38 | 12,8 | 35,1 | 65,3 | 25,1 | 25,5 |
| VI. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | 8,5 | 23,4 | 43,6 | 61,2 | 42 |
| VII. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | - | - | - | 61,2 | - |
| Kritické místo | σ_{REDi} [MPa] | k_{si} [-] | | | | | | |
| I. | - | 5,6 | | | | | | |
| II. | 52 | 11,3 | | | | | | |
| III. | 34,1 | 17,3 | | | | | | |
| IV. | 45,6 | 12,9 | | | | | | |
| V. | 56,3 | 10,5 | | | | | | |
| VI. | 129,4 | 4,6 | | | | | | |
| VII. | - | 5,6 | | | | | | |

pozn. žlutě vyznačeno nejkritičtější místo na předlokové hřídeli

Tab. 3.5 - Hodnoty součinitelů α_σ , α_τ [1] a vypočtených hodnot v kritických místech pro maximální moment

| Kritické místo | $\alpha_{\sigma i}$ [-] | $\alpha_{\tau i}$ [-] | $\phi_{d i}$ [mm] | $ M_{Oxyi} $ [Nm] | $ M_{Oxzi} $ [Nm] | M_{Oi} [Nm] | τ_{si} [MPa] | σ_{soi} [MPa] |
|----------------|----------------------------|--------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|------------------|----------------------|-------------------------|
| I. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | - | - | - | 159,1 | - |
| II. | 2 | 1,8 | 38 | 13,5 | 48,4 | 87,9 | 65,3 | 34,3 |
| III. | 2,4 | 1,8 | 45 | 15,1 | 85,2 | 151,4 | 39,3 | 40,6 |
| IV. | 2,4 | 1,8 | 45 | 72,3 | 207 | 383,7 | 39,3 | 102,9 |
| V. | 2,1 | 1,8 | 38 | 44,3 | 121,6 | 226,4 | 65,3 | 88,3 |
| VI. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | 33,2 | 91,2 | 169,8 | 159,1 | 163,9 |
| VII. | 3,5 | 2,95 | 33,3 | - | - | - | 159,1 | - |
| Kritické místo | σ_{REDi} [MPa] | k_{si} [-] | | | | | | |
| I. | - | 2,1 | | | | | | |
| II. | 135 | 4,4 | | | | | | |
| III. | 88,5 | 6,7 | | | | | | |
| IV. | 129,6 | 4,6 | | | | | | |
| V. | 157,7 | 3,7 | | | | | | |
| VI. | 357,9 | 1,65 | | | | | | |
| VII. | - | 2,1 | | | | | | |

pozn. žlutě vyznačeno nejkritičtější místo na předlokové hřídeli

Dynamická kontrola pro VI. kritické místo pro jmenovitý moment:

Mez únavy v ohybu oceli pro hladký vzorek:

$$\sigma_{CoVI} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 785 = 384,65 \text{ MPa} \quad (72)$$

Vrubový součinitel podle Neubergera [3]:

$$\beta_{VI} = 1 + \frac{\alpha_\sigma - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{VI}}}} = 1 + \frac{3,5 - 1}{1 + \frac{0,26}{\sqrt{0,6}}} = 2,87 \quad (73)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{CoVI}^* = \sigma_{CoVI} \cdot \frac{\varepsilon_{vVI} \cdot \eta_{pVI}}{\beta_{VI}} = 384,65 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,75}{2,87} = 85,4 \text{ MPa} \quad (74)$$

Součinitelé \sqrt{A} , ε_v , η_p jsou materiálovými součiniteli [4].

Amplituda napětí:

$$\sigma_{aoVI} = \frac{M_{oVI}}{\frac{\pi \cdot d_{VI}^3}{32}} = \frac{43,6 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 33,3^3}{32}} = 12 \text{ MPa} \quad (75)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{D\sigma VI} = \frac{\sigma_{CoVI}^*}{\sigma_{aoVI}} = \frac{85,4}{12} = 7,1 \quad (76)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{S\tau VI} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sVI}} = \frac{0,577 \cdot 590}{61,2} = 5,6 \quad (77)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{VVI} = \frac{k_{D\sigma VI} \cdot k_{S\tau VI}}{\sqrt{k_{D\sigma VI}^2 + k_{S\tau VI}^2}} = \frac{7,1 \cdot 5,6}{\sqrt{7,1^2 + 5,6^2}} = 4,4 \quad (78)$$

3.4.3. Návrh těsného pera mezi předlohou a hřídelí a pastorkem

Z pevnostní kontroly na otlacení platí [6]:

$$l' = \frac{F_{k1}}{p_{DOV} \cdot t_1} = \frac{10\,818,4}{125 \cdot 3,3} = 26,2 \text{ mm} \quad (79)$$

$$F_{k1} = \frac{M_{K1MAX}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{223,4 \cdot 10^3}{\frac{38 + 3,3}{2}} = 10\,818,4 \text{ N} \quad (80)$$

$$l = l' + b_p = 26,2 + 10 = 36,2 \text{ mm} \quad (81)$$

Dle ČSN 02 2562 [8] se konečná délka těsného pera volí $l = 40 \text{ mm}$.

3.5. Výpočet trvanlivosti ložisek předlohy hřídele [3]

K výpočtu trvanlivosti ložisek je potřeba znát výsledné velikosti reakčních sil v místech podpor na hřídeli. Dále je potřeba vyhledat potřebné údaje o ložiscích v katalogu výrobce ložisek. Ložiska budou firmy ZKL typu 6209-2Z [29]. Jedná se o samomazné

ložisko se zabudovaným krytem valivých elementů. Specifikaci tohoto typu ložiska lze vidět v tab. 3.6.

Tab. 3.6 – Základní parametry ložiska 6209 – 2Z [29]

| Hlavní rozměry | | | | Základní únosnost | | Hmotnost |
|----------------|----|----|----------------|-------------------|----------------------------|----------|
| d | D | B | r _s | dynamická (C) | statická (C ₀) | |
| [mm] | | | | [kN] | [kN] | [kg] |
| 45 | 85 | 19 | 1,1 | 32,678 | 20,325 | 0,41 |

3.5.1. Trvanlivost ložisek pro jmenovitý moment M_{K1}

Výpočet výsledné radiální reakce v místě A:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 436,1)^2 + (1,75 \cdot 471,1)^2} = 1\,123,4\,N \quad (82)$$

Výpočet výsledné radiální reakce v místě B:

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 1\,078,9)^2 + (1,75 \cdot 2\,611,3)^2} = 4\,944,5\,N \quad (83)$$

Z velikosti výsledných sil je zřejmé, že síla v podpoře B je větší než síla v podpoře A. Proto se do dalšího výpočtu trvanlivosti ložisek bude brát výsledná síla působící v podpoře B.

Základní trvanlivost ložisek:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{R_{vrB}}\right)^3 = \left(\frac{32\,678}{4\,944,5}\right)^3 = 288,7\,mil.\,ot. \quad (84)$$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10hod} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 300} \cdot 288,7 = 16\,037,1\,hod. \quad (85)$$

3.5.2. Statická bezpečnost ložisek pro maximální moment M_{K1MAX}

Výpočet výsledné radiální reakce v místě A:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 1\,203,3)^2 + (1,75 \cdot 1\,010,9)^2} = 2\,750,3\,N \quad (86)$$

Výpočet výsledné radiální reakce v místě B:

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 2\,874,4)^2 + (1,75 \cdot 7\,002,1)^2} = 13\,245,9\,N \quad (87)$$

Statická bezpečnost ložiska:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{C_o}{R_{vrB}} = \frac{20\,325}{13\,245,9} = 1,53 \quad (88)$$

3.6. Stanovení síly potřebné pro drcení větve

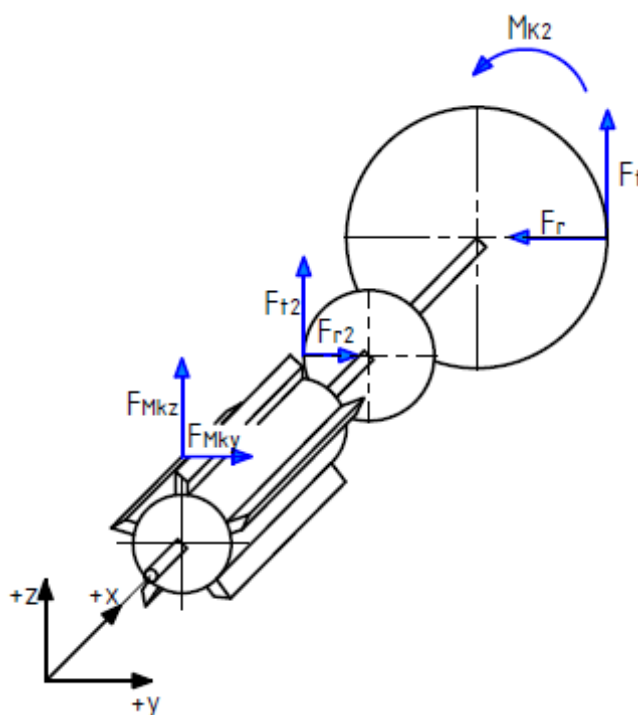
Průměr drcených větví je 40 mm. Z tohoto průměru se vypočte minimální síla potřebná k přeseknutí větve. Vychází se z hodnoty smykového napětí dřeva. Hodnota $\tau_{\text{dřeva}} = 3,5$ MPa [30].

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (89)$$

$$F_{\text{přeseknutí}} = \tau_{\text{dřeva}} \cdot S = \tau_{\text{dřeva}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{větve}}^2}{4} = 3,5 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 4\,398,2 \text{ N} \quad (90)$$

3.7. Návrh sekací hřídele

Při návrhu sekací hřídele se postupuje obdobně jako při návrhu předlohové hřídele, výpočet se provede pro moment jmenovitý i maximální. Ozubené kolo bude spojeno s hřídelí pomocí evolventního drážkování. K zamezení axiálního pohybu bude ozubené kolo připevněno k hřídeli pomocí pojistné desky pro hřídele ČSN 02 2703 [2]. Vložené kolo bude na hřídeli připojeno taktéž pomocí evolventního drážkování.



Obr. 3.12 – Znázornění působících sil na sekací hřídeli

Síly F_{t2} a F_{r2} vznikají v místě kontaktu vložených ozubených kol. Velikost těchto sil se vypočte pro jmenovitý i maximální moment.

Výpočet obvodové síly v ozubení při jmenovitém momentu:

$$F_{t2jm} = \frac{M_{K2}}{\frac{d_{w2}}{2}} = \frac{419 \cdot 10^3}{\frac{132}{2}} = 6\,348,5 \text{ N} \quad (91)$$

Výpočet radiální síly v ozubení při jmenovitém momentu:

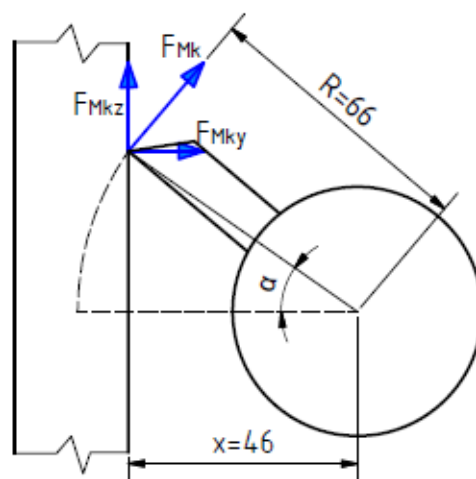
$$F_{r2jm} = F_{t2jm} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 6\,348,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2\,310,7 \text{ N} \quad (92)$$

Výpočet obvodové síly v ozubení při maximálním momentu:

$$F_{t2MAX} = \frac{M_{K2MAX}}{\frac{d_{w2}}{2}} = \frac{1\,089,24 \cdot 10^3}{\frac{132}{2}} = 16\,503,6 \text{ N} \quad (93)$$

Výpočet radiální síly v ozubení při maximálním momentu:

$$F_{r2MAX} = F_{t2MAX} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 16\,503,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 6\,006,8 \text{ N} \quad (94)$$



Obr. 3.13 – Rozložení síly F_{MK}

Z obr. 3.13 lze odvodit vztah pro výpočet úhlu α , a tím zjistit velikost složek síly F_{MK} v jednotlivých rovinách při započítání drcení větve.

$$F_{MK} = \frac{M_{K2}}{R} \quad (95)$$

$$\alpha = \arccos \frac{x}{R} = \arccos \frac{46}{66} = 45,82^\circ \quad (96)$$

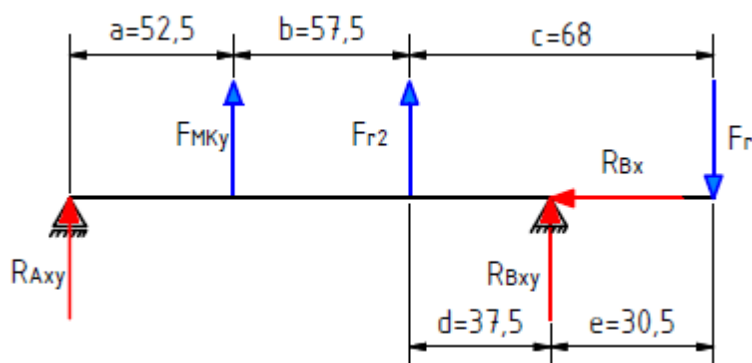
$$F_{MKy} = F_{MK} \cdot \sin \alpha \quad (97)$$

$$F_{MKz} = F_{MK} \cdot \cos \alpha \quad (98)$$

Tab. 3.7 – Hodnoty složek sil pro jmenovitý a maximální moment

| | Hodnoty pro jmenovitý moment M_{K2} | Hodnoty pro maximální moment M_{K2MAX} |
|---------------|---------------------------------------|--|
| $F_{MK} [N]$ | 6 348,5 | 16 503,6 |
| $F_{MKy} [N]$ | 4 552,8 | 11 835,7 |
| $F_{MKz} [N]$ | 4 424,4 | 11 501,6 |

Výpočet reakcí v rovině X-Y:



Obr. 3.14 – Síly působící v XY rovině

$$\sum M_B = R_{Axy} \cdot (a + b + d) + F_{Mky} \cdot (b + d) + F_{r2} \cdot d + F_r \cdot e = 0 \quad (99)$$

$$R_{Axy} = \frac{-F_{Mky} \cdot (b + d) - F_{r2} \cdot d - F_r \cdot e}{a + b + d} \quad (100)$$

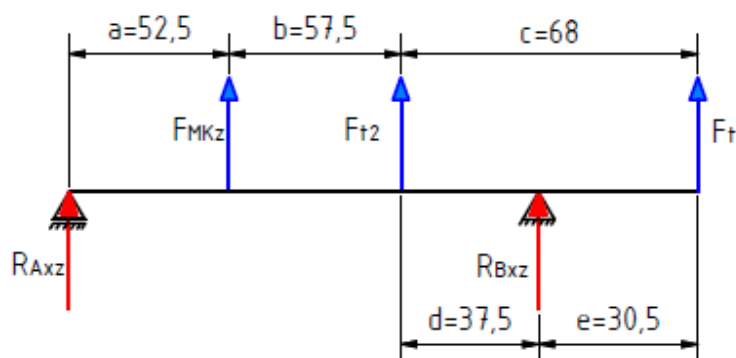
$$\sum M_A = F_{Mky} \cdot a + F_{r2} \cdot (a + b) + R_{Bxy} \cdot (a + b + d) - F_r \cdot (a + b + c) = 0 \quad (101)$$

$$R_{Bxy} = \frac{F_r \cdot (a + b + c) - F_{Mky} \cdot a - F_{r2} \cdot (a + b)}{a + b + d} \quad (102)$$

$$\sum F_x = R_{Bx} = 0 \quad (103)$$

Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a kroutících momentů v rovině X-Y jsou uvedeny v příloze C.

Výpočet reakcí v rovině X-Z:



Obr. 3.15 – Síly působící v XZ rovině

$$\sum M_B = R_{Axz} \cdot (a + b + d) + F_{Mkz} \cdot (b + d) + F_{t2} \cdot d - F_t \cdot e = 0 \quad (104)$$

$$R_{Axz} = \frac{-F_{Mkz} \cdot (b + d) - F_{t2} \cdot d + F_t \cdot e}{a + b + d} \quad (105)$$

$$\sum M_A = F_{Mkz} \cdot a + F_{t2} \cdot (a + b) + R_{Bxz} \cdot (a + b + d) + F_t \cdot (a + b + c) = 0 \quad (106)$$

$$R_{Bxz} = \frac{-F_t \cdot (a + b + c) - F_{Mkz} \cdot a - F_{t2} \cdot (a + b)}{a + b + d} \quad (107)$$

Průběhy posouvajících sil, ohybových momentů a krouticích momentů v rovině X-Z jsou uvedeny v příloze D.

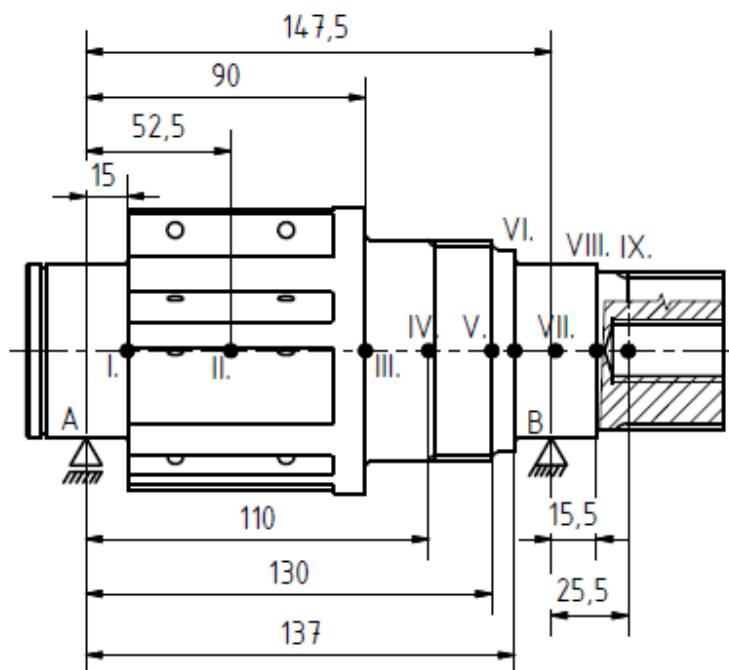
Tab. 3.8 – Hodnoty vypočtených sil v podporách sekací hřídele

| | Hodnoty pro jmenovitý moment M_{K2} | Hodnoty pro maximální moment M_{K2MAX} |
|---------------|---------------------------------------|--|
| R_{Axy} [N] | - 3 691,4* | - 9 596,3* |
| R_{Bxy} [N] | - 2 342,1* | - 6 088,7* |
| R_{Axz} [N] | - 3 992,1* | - 10 377,9* |
| R_{Bxz} [N] | - 9 061* | - 23 555,2* |

*znaménko mínus znamená, že síly působí opačným směrem, než je zakresleno na obr. 3.14, 3.15

3.7.1. Bezpečnost sekací hřídele [3]

Postup výpočtu bezpečnosti sekací hřídele je obdobný postupu výpočtu bezpečnosti předlokové hřídele. Kritická místa jsou znázorněna na obr. 3.16. Sekací hřídel bude vyrobena z oceli 14 220.4.



Obr. 3.16 – Kritická místa na sekací hřídeli

V I. kritickém místě krouticí moment nepůsobí. V ostatních kritických místech sekací hřídele je krouticí moment stejný. Po započtení součinitele K_A se krouticí moment vypočte dle vztahu (108,109).

$$T_{K2jm} = K_A \cdot M_{K2} = 1,75 \cdot 419 = 733,25 \text{ Nm} \quad (108)$$

$$T_{K2MAX} = K_A \cdot M_{K2MAX} = 1,75 \cdot 1\,089,24 = 1\,906,2 \text{ Nm} \quad (109)$$

Statická kontrola:

Ohybové napětí v kritických místech:

$$M_{oi} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyi})^2 + (K_A \cdot M_{oxzi})^2} \quad (110)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{Si} = \frac{T_{K2}}{\pi \cdot d_i^3} \quad (111)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{S_{oi}} = \frac{M_{oi}}{\pi \cdot d_i^3} \cdot \alpha_{\sigma i} \quad (112)$$

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{REDi} = \sqrt{\sigma_{S_{oi}}^2 + 4 \cdot \tau_{Si}^2} \quad (113)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_{Si} = \frac{R_e}{\sigma_{REDi}} \quad (114)$$

V kritickém místě I., kde nepůsobí krouticí moment, se součinitel statické bezpečnosti vypočte podle následující rovnice:

$$k_{SI} = k_{\tau I} = \frac{R_e}{\sigma_{S_{OI}}} \quad (115)$$

Tab. 3.9 – Hodnoty součinitelů α_σ , α_τ [1] a vypočtených hodnot v kritických místech pro jmenovitý moment

| Kritické místo | $\alpha_{\sigma i}$ [-] | $\alpha_{\tau i}$ [-] | ϕd_i [mm] | $ M_{Oxyi} $ [Nm] | $ M_{Oxzi} $ [Nm] | M_{Oi} [Nm] | τ_{Si} [Mpa] | $\sigma_{S_{oi}}$ [Mpa] |
|----------------|----------------------------|--------------------------|--------------------|----------------------|----------------------|------------------|----------------------|----------------------------|
| I. | 2,5 | 1,6 | 55 | 55,4 | 59,9 | 142,7 | - | 21,8 |
| II. | 3,5 | 2,9 | 60 | 193,8 | 209,6 | 499,5 | 50,1 | 82,4 |
| III. | 2,5 | 2,1 | 60 | 161,5 | 193,4 | 440,9 | 36,3 | 52 |
| IV. | 1,65 | 1,2 | 66,4 | 144,3 | 184,7 | 410,2 | 15,3 | 23,5 |
| V. | 2,2 | 1,5 | 64 | 80,8 | 49,1 | 165,5 | 21,4 | 14,1 |
| VI. | 2,4 | 1,9 | 55 | 58,6 | 1,6 | 102,6 | 42,6 | 15,1 |
| VII. | 1 | 1 | 55 | 25,3 | 69,5 | 129,5 | 22,4 | 7,9 |
| VIII. | 2,3 | 1,9 | 50 | 12,4 | 34,2 | 63,7 | 56,8 | 11,9 |
| IX. | 1,5 | 1,2 | 47,6 | 4,1 | 11,4 | 21,2 | 41,6 | 3 |
| Kritické místo | σ_{REDi} [Mpa] | k_{Si} [-] | | | | | | |
| I. | - | 27,1 | | | | | | |
| II. | 129,8 | 4,5 | | | | | | |
| III. | 89,3 | 6,6 | | | | | | |
| IV. | 38,6 | 15,3 | | | | | | |
| V. | 45 | 13,1 | | | | | | |
| VI. | 86,6 | 6,8 | | | | | | |
| VII. | 45,6 | 12,9 | | | | | | |
| VIII. | 114,2 | 5,2 | | | | | | |
| IX. | 83,2 | 7,1 | | | | | | |

pozn. žlutě vyznačeno nejkritičtější místo sekací hřídele

Tab. 3.10 – Hodnoty součinitelů α_σ , α_τ [1] a vypočtených hodnot v kritických místech pro maximální moment

| Kritické místo | $\alpha_{\sigma i}$ [-] | $\alpha_{\tau i}$ [-] | $\phi_{d i}$ [mm] | $ M_{Oxyi} $ [Nm] | $ M_{Oxzi} $ [Nm] | M_{Oi} [Nm] | τ_{si} [Mpa] | σ_{soi} [Mpa] |
|----------------|----------------------------|--------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|------------------|----------------------|-------------------------|
| I. | 2,5 | 1,6 | 55 | 143,9 | 155,7 | 371 | - | 56,8 |
| II. | 3,5 | 2,9 | 60 | 503,8 | 544,8 | 1 298,6 | 130,3 | 214,3 |
| III. | 2,5 | 2,1 | 60 | 419,8 | 502,7 | 1 146,2 | 94,4 | 135,1 |
| IV. | 1,65 | 1,2 | 66,4 | 375 | 480,2 | 1 066,3 | 39,8 | 61,2 |
| V. | 2,2 | 1,5 | 64 | 210,1 | 127,7 | 430,3 | 55,5 | 36,8 |
| VI. | 2,4 | 1,9 | 55 | 152,4 | 4,3 | 266,8 | 110,9 | 39,2 |
| VII. | 1 | 1 | 55 | 65,8 | 180,8 | 336,7 | 58,4 | 20,6 |
| VIII. | 2,3 | 1,9 | 50 | 32,4 | 88,9 | 165,6 | 147,6 | 31 |
| IX. | 1,5 | 1,2 | 47,6 | 10,8 | 29,6 | 55,2 | 108 | 7,8 |

| Kritické místo | σ_{REDi} [Mpa] | k_{si} [-] |
|----------------|--------------------------|-----------------|
| I. | - | 10,4 |
| II. | 337,5 | 1,75 |
| III. | 232,1 | 2,5 |
| IV. | 100,4 | 5,9 |
| V. | 117 | 5 |
| VI. | 225,2 | 2,6 |
| VII. | 118,5 | 5 |
| VIII. | 296,8 | 2 |
| IX. | 216,2 | 2,7 |

pozn. žlutě vyznačeno nejkritičtější místo sekací hřídele

Dynamická kontrola pro II. kritické místo pro jmenovitý moment:

Mez únavy v ohybu oceli pro hladký vzorek:

$$\sigma_{CoII} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 785 = 384,65 \text{ MPa} \quad (116)$$

Vrubový součinitel podle Neubergera [3]

$$\beta_{II} = 1 + \frac{\alpha_\sigma - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{II}}}} = 1 + \frac{3,5 - 1}{1 + \frac{0,26}{\sqrt{1}}} = 2,98 \quad (117)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{CoII}^* = \sigma_{CoII} \cdot \frac{\varepsilon_{vII} \cdot \eta_{pII}}{\beta_{II}} = 384,65 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,75}{2,98} = 75,4 \text{ MPa} \quad (118)$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_{aoII} = \frac{M_{oII}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} = \frac{499,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 60^3}{32}} = 23,6 \text{ MPa} \quad (119)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_{D\sigma II} = \frac{\sigma_{CoII}^*}{\sigma_{aoII}} = \frac{75,4}{23,6} = 3,2 \quad (120)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{S\tau II} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{sII}} = \frac{0,577 \cdot 590}{50,1} = 6,8 \quad (121)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{VII} = \frac{k_{D\sigma II} \cdot k_{S\tau II}}{\sqrt{k_{D\sigma II}^2 + k_{S\tau II}^2}} = \frac{3,2 \cdot 6,8}{\sqrt{3,2^2 + 6,8^2}} = 2,9 \quad (122)$$

3.7.2. Návrh spojení sekací hřídele s velkým ozubeným kolem [3]

K přenosu krouticího momentu mezi ozubeným kolem a sekací hřídelí bude sloužit evolventní drážkování d x z x m = 50x48x1, označení dle ČSN 01 4952 [8] – 50x1x9H/9g.

Tlak mezi drážkami:

$$p_{ED} = \frac{2 \cdot T_{K2MAX}}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h_e \cdot b_e} = \frac{2 \cdot 1\,906,2 \cdot 10^3}{48,9 \cdot 48 \cdot 0,75 \cdot 0,9 \cdot 30} = 80,2 \text{ MPa} \quad (123)$$

Střední průměr spoje:

$$d_s = \frac{d_a + D_a}{2} = \frac{49,8 + 48}{2} = 48,9 \text{ mm} \quad (124)$$

Společná výška stykové plochy:

$$h_e = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{49,8 - 48}{2} = 0,9 \text{ mm} \quad (125)$$

Tlak mezi drážkami vyhovuje, protože je menší než dovolená hodnota tlaku $p_{DOV} = 155$ MPa [4].

3.7.3. Návrh spojení sekací hřídele s vloženým ozubeným kolem [3]

Opět zde bude využito evolventního drážkování, a to konkrétně d x z x m = 70x45x1,5, označení dle ČSN 01 4952 [8] – 70x1,5x9H/9g.

Tlak mezi drážkami:

$$p_{ED} = \frac{2 \cdot T_{K2MAX}}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h_e \cdot b_e} = \frac{2 \cdot 1\,906,2 \cdot 10^3}{68,35 \cdot 45 \cdot 0,75 \cdot 1,35 \cdot 15} = 81,6 \text{ MPa} \quad (126)$$

Střední průměr spoje:

$$d_s = \frac{d_a + D_a}{2} = \frac{69,7 + 67}{2} = 68,35 \text{ mm} \quad (127)$$

Společná výška stykové plochy:

$$h_e = \frac{d_a - D_a}{2} = \frac{69,7 - 67}{2} = 1,35 \text{ mm} \quad (128)$$

3.8. Výpočet trvanlivosti ložisek sekací hřídele [3]

Na sekací hřídeli budou použita ložiska 6211-2Z [29] firmy ZKL. Jedná se samomazné ložisko se zabudovaným krytem valivých elementů. Specifikaci tohoto typu ložiska lze vidět v tab. 3.11.

Tab. 3.11 – Základní parametry ložiska 6211 – 2Z [29]

| Hlavní rozměry | | | | Základní únosnost | | Hmotnost |
|----------------|-----|----|----------------|-------------------|----------------------------|----------|
| d | D | B | r _s | dynamická (C) | statická (C ₀) | |
| [mm] | | | | [kN] | [kN] | [kg] |
| 55 | 100 | 21 | 1,5 | 43,350 | 29,397 | 0,61 |

3.8.1. Trvanlivost ložisek pro jmenovitý moment M_{K2}

Výpočet výsledné radiální reakce v místě A:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 3\,691,4)^2 + (1,75 \cdot 3\,992,1)^2} = 9\,515,1 \text{ N} \quad (129)$$

Výpočet výsledné radiální reakce v místě B:

$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 2\,342,1)^2 + (1,75 \cdot 9\,061)^2} = 16\,378 \text{ N} \quad (130)$$

Z velikosti výsledných sil je zřejmé, že síla v podpoře B je větší než síla v podpoře A. Proto se do dalšího výpočtu trvanlivosti ložisek bude brát výsledná síla působící v podpoře B.

Základní trvanlivost ložisek:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{R_{vrB}}\right)^3 = \left(\frac{43\,350}{16\,378}\right)^3 = 18,5 \text{ mil. ot.} \quad (131)$$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10hod} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 60} \cdot 18,5 = 5\,150,9 \text{ hod.} \quad (132)$$

3.8.2. Trvanlivost ložisek pro maximální moment M_{K2MAX}

Výpočet výsledné radiální reakce v místě A:

$$R_{vrA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Axy})^2 + (K_A \cdot R_{Axz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 9\,596,3)^2 + (1,75 \cdot 10\,377,9)^2} = 24\,735,7 \text{ N} \quad (133)$$

Výpočet výsledné radiální reakce v místě B:

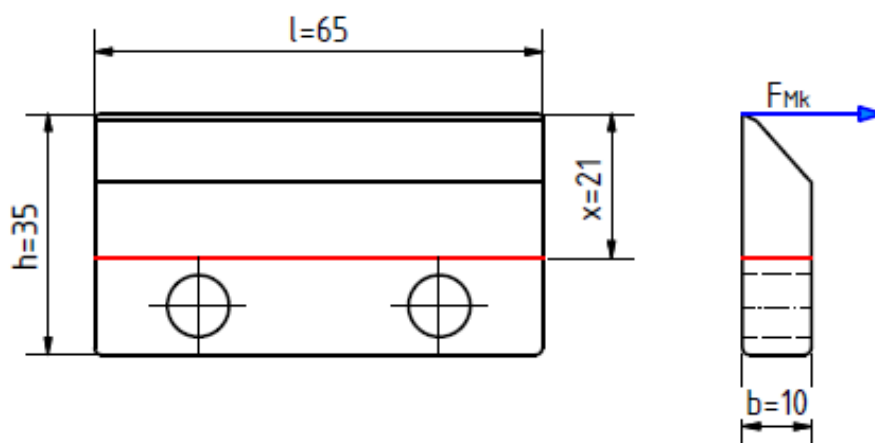
$$R_{vrB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bxy})^2 + (K_A \cdot R_{Bxz})^2} = \sqrt{(1,75 \cdot 6\,088,7)^2 + (1,75 \cdot 23\,555,2)^2} = 42\,576,4 \text{ N} \quad (134)$$

Statická bezpečnost ložiska:

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{C_o}{R_{vrB}} = \frac{29\,397}{42\,576,4} = 0,69 \quad (135)$$

3.9. Kontrola nožů

Každý nůž bude na sekací hřídeli připevněn pomocí dvou šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M5 x 25 ISO 4762 - 8.8. Kontrola u nožů se provede na ohyb a na stříh.



Obr. 3.17 – Nůž (pozn. červenou barvou je vyznačen vnější průměr hřídele)

3.9.1. Kontrola nožů na ohyb

Nože jsou namáhány na ohyb silou F_{MK} . Materiál nožů je ocel 11 600. Tato ocel má mez kluzu $R_e = 295$ MPa [8] a mez pevnosti $R_m = 590$ MPa [8].

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{MK2MAX} \cdot x}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{16\,503,6 \cdot 21}{\frac{10 \cdot 35^2}{6}} = 169,75 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$k_{s\sigma} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{295}{169,75} = 1,74 \quad (137)$$

3.9.2. Kontrola nožů na stříh

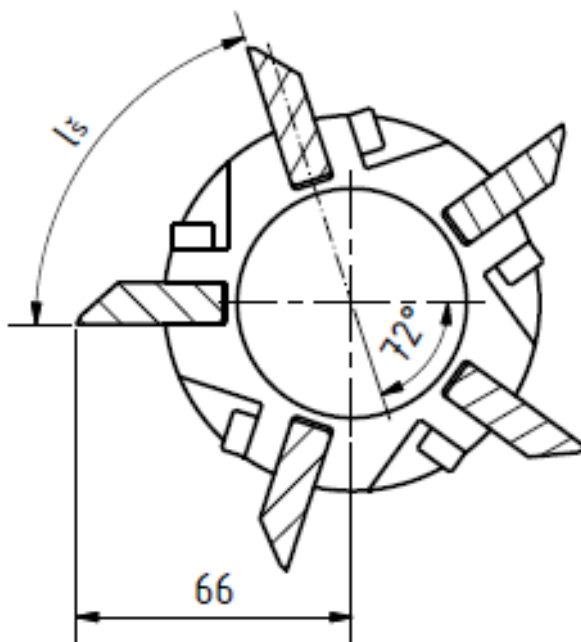
Plocha, která bude namáhána na stříh, je plochou od místa vnějšího průměru hřídele po břit nože.

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_{MK2MAX}}{b \cdot x} = \frac{16\,503,6}{10 \cdot 21} = 78,6 \text{ MPa} \quad (138)$$

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau} = \frac{0,577 \cdot 295}{78,6} = 2,2 \quad (139)$$

3.9.3. Délka štěrky

Na jedné sekaci hřídeli bude celkem pět nožů. Tyto nože budou rovnoměrně, pravidelně rozmístěny, viz obr. 3.18.



Obr. 3.18 – Umístění nožů na hřídeli

$$l_s = R \cdot \hat{\alpha} = 66 \cdot \frac{72^\circ \cdot \pi}{180} = 82,9 \text{ mm} \quad (140)$$

Maximální rozměr vzniklé štěrky bude 82,9 mm.

4. CENOVÉ ZHODNOCENÍ

| Název | Množství | Celková cena | Zdroj |
|---|----------|--------------------|-------|
| Elektromotor SIEMENS 1LE1002 | 1 ks | 4812 Kč | [15] |
| Tenkostěnný profil uzavřený – čtvercový 25 x 1,5 | 4,8 m | 136,2 Kč | [22] |
| Tenkostěnný profil uzavřený – čtvercový 30 x 2 | 1,2 m | 46,5 Kč | [22] |
| Tenkostěnný profil uzavřený - obdélníkový 50x30x2 | 0,9 m | 47,3 Kč | [22] |
| Ocel kruhová Ø90 | 0,4 m | 431,2 Kč | [22] |
| Ocel kruhová Ø55 | 0,3 m | 134,9 Kč | [22] |
| Plech 5mm | 6,8 kg | 147,7 Kč | [22] |
| Plech 2mm | 12 kg | 289,7 Kč | [22] |
| Plech 20mm | 9 kg | 213,3 Kč | [22] |
| Tyčový materiál | 1 m | 52 Kč | [22] |
| Velká řemenice | 1 ks | 2 300 Kč | [25] |
| Malá řemenice | 1 ks | 257,7 Kč | [25] |
| Pastorek | 1 ks | 271 Kč | [25] |
| Velké ozubené kolo | 1 ks | 3000 Kč | [25] |
| Vložené ozubené kolo | 2 ks | 706,6 Kč | [25] |
| Ložisko 6211-2Z ZKL | 4 ks | 626,4 Kč | [12] |
| Ložisko 6209-2Z ZKL | 2 ks | 214,9 Kč | [12] |
| Otočné kolečko s úplnou blokací | 2 ks | 420,4 Kč | [27] |
| Neotočné kolečko | 2 ks | 239,6 Kč | [27] |
| Matice M16 ISO 4032 | 1 ks | 1,9 Kč | [20] |
| Matice M12 ISO 4032 | 4 ks | 3,6 Kč | [20] |
| Matice M6 ISO 4032 | 37 ks | 6,3 Kč | [20] |
| Křídlová matice M8 ČSN 02 1665 | 4 ks | 16,7 Kč | [20] |
| Šroub M12 x 65 ISO 4014 – 8.8 | 4 ks | 17 Kč | [20] |
| Šroub M6 x 45 ISO 4014 – 8.8 | 16 ks | 11,2 Kč | [20] |
| Šroub M6 x 40 ISO 4014 – 8.8 | 1 ks | 0,8 Kč | [20] |
| Šroub M6 x 35 ISO 4014 – 8.8 | 20 ks | 16 Kč | [20] |
| Šroub M12 x 30 ISO 4017 – 8.8 | 1 ks | 3,2 Kč | [20] |
| Šroub M16 x 35 ISO 4017 – 8.8 | 1 ks | 6,5 Kč | [20] |
| Šroub M5 x 16 ISO 4017 | 6 ks | 1,7 Kč | [20] |
| Šroub M5 x 25 ISO 4762 – 8.8 | 20 ks | 12,6 Kč | [20] |
| Podložka ISO 7089 – 12 | 8 ks | 4,8 Kč | [20] |
| Podložka ISO 7089 – 6 | 37 ks | 4 Kč | [20] |
| Podložka ISO 7089 – 5 | 6 ks | 0,4 Kč | [20] |
| Pružná podložka 12 ČSN 02 1740 | 1 ks | 0,2 Kč | [20] |
| Pružná podložka 16 ČSN 02 1740 | 1 ks | 0,6 Kč | [20] |
| Pojistný kroužek 38 ČSN 02 2930 | 1 ks | 3 Kč | [20] |
| Pojistný kroužek 55 ČSN 02 2930 | 2 ks | 11,2 Kč | [20] |
| Kolík 4 x 16 ISO 2338 | 2 ks | 1,7 Kč | [20] |
| Pero těsné 10 x 8 x 40 ČSN 02 2562 | 2 ks | 16,5 Kč | [20] |
| Pero těsné 8 x 7 x 40 ČSN 20 2562 | 1 ks | 6,3 Kč | [20] |
| Řemen SPA $L_w = 2\,240\text{mm}$ | 3 ks | 480,6 Kč | [16] |
| Elektrody OK 48.00 – 2,5 x 350 | 1 bal. | 154 Kč | [10] |
| Plastový trychtýř | 1 ks | | |
| Nátěrová barva ochranná | | | |
| Celkem | | 12 828,2 Kč | |

5. ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo navržení zahradního drtiče větví. V úvodu této práce je přehled drtičů z hlediska drticího mechanismu a z hlediska pohonu.

Navržený drtič bude pracovat s drticím mechanismem využívající protiběžných hřídelí a bude poháněný elektromotorem. Pro přenos krouticího momentu byl použit nejdříve řemenový převod, následně byl použit převod ozubenými koly. Pro předlohou a pro sekací hřídel byla provedena statická i dynamická kontrola. Z hlediska statické bezpečnosti lze konstatovat, že obě hřídele zatížení vydrží. Obě hřídele byly dimenzovány na co nejmenší možný průměr tak, aby bezpečnost vycházela větší než doporučená hodnota $k=1,5$. Hodnota dynamické bezpečnosti hřídelí vychází taktéž dostatečně velká. Dynamická kontrola byla provedena pro každé kritické místo obou hřídelí. Nejnížší hodnota výsledné dynamické bezpečnosti vyšla pro místa, kde byla statická bezpečnost nejnižší, proto je ve výpočtu uveden postup stanovení dynamické bezpečnosti pouze jednoho nejkritičtějšího místa pro každou hřídel. Byla rovněž provedena kontrola nožů na ohyb a na stříh. Z výsledných bezpečností lze konstatovat, že navržené nože odolají danému zatížení. Taktéž lze říci, že statická bezpečnost obou navržených ložisek je dostatečná, jelikož je větší než doporučená hodnota $s_0 = 0,5$.

Síla F_{Mky} bude v obou protiběžných hřídelích. Ze srovnání s potřebnou silou na přeseknutí větve vyplývá, že síla F_{Mky} zajistí správné drcení větví. Navíc, síla F_{Mky} bude v obou hřídelích, takže i případné vložení větve s větším průměrem nezpůsobí zničení nožů či hřídelí.

Vlastnosti ozubených soukolí lze vidět v přílohách E a G. V přílohách F a H jsou uvedeny bezpečnosti ozubených soukolí. Součástí přílohy jsou také výkresy sestavy a sekací hřídele.

Cena navrženého stroje, i se započtením ceny plastového trychtýře, nátěrových hmot a práce na obrobení jednotlivých dílů, by se pohybovala okolo 16 000 Kč. Tato cena je větší, než je v zadání. Tento cenový rozdíl vznikl především volbou drticího ústrojí. Zvolené výstupní otáčky drticího ústrojí jsou 60 ot/min. Při nižších otáčkách by převodový poměr byl nižší, což by zmenšilo velikost řemenice a ozubeného soukolí. Tato změna velikosti součástí by znamenala nižší pořizovací náklady, a v neposlední řadě také nižší hmotnost stroje.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Boháček, F.: *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. Skriptum VUT v Brně, Brno 1987. IBSN 55 – 581 – 87.
- [2] Drastík, F. a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Druhé doplněné vydání*. Montanex a.s., Ostrava, 1999. IBSN 80-85780-95-X
- [3] Havlík, J., Maršálek, P.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů. Cvičení*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2014. www.347.vsb.cz
- [4] Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007. www.347.vsb.cz
- [5] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2012. IBSN 978-80-248-1860-3
- [6] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Spoje strojů a jejich části*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2015. www.347.vsb.cz
- [7] Kaláb, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu. Vysokoškolská příručka*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2008. www.347.vsb.cz.
- [8] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojírenské tabulky. Čtvrté doplněné vydání*. Albra, Úvaly 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] Němček, M.: *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007*
- [10] AB technika pro svařování, s.r.o. [online]. [cit. 10.4.2015]. Dostupné z: <http://www.svarovaci-technika.cz/shop/d/elektroda-ok-48-00-2-5x350-mm-vp/262>
- [11] AGROMEP s.r.o. [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.agromepshop.eu/agromep/eshop/6-jak-nakupovat/37-2-Drtice-vetvi-Rojek/5/243-Drtic-vetvi-DH-10-E>
- [12] BIMEX Technické součástí s.r.o. [online]. [cit. 3.4.2015]. Dostupné z: <http://www.technicke-soucasti.cz/Loziska-a-prislusenstvi/>
- [13] Bystron - Integrace s.r.o. [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/gal.php?o=4&d=pirana>
- [14] Dum-zahrada.okhelp.cz [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://dumzahrada.okhelp.cz/forum/viewtopic.php?f=43&t=247&sid=b6351d7c9845d694de54761fb4c25e09&title=Na-jakem-principu-pracuji-drtice-vetvi>
- [15] Elektromotory Berg [online]. [cit. 15.2.2015]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/obchod/elektromotory-1400ot-min/elektromotor-siemens-1le1002-1ab52-2xxx-3kw.html>

- [16] ELO Toman [online]. [cit. 10.4.2015]. Dostupné z: <http://www.elotechnik.cz/klinovy-remen-12-5x2258-la-spa-2240-lw-rubena.html>
- [17] Garten.cz [online]. 2008 [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.garten.cz/a/cz/4507-tiche-drtice-zahradniho-odpadu/>
- [18] Hobby.cz – zahrada [online]. 2009 [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: http://hobby.idnes.cz/drtice-a-stepkovace-kdo-pri-koupi-chce-usetrit-brzy-horce-zaplace-pyp-/hobby-zahrada.aspx?c=A091103_151404_hobby-zahrada_bma
- [19] Hobby.cz – zahrada [online]. 2012 [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: http://hobby.idnes.cz/drtic-a-stepkovac-vyber-0v9-/hobby-zahrada.aspx?c=A121005_170907_hobby-zahrada_bma
- [20] Hoňka s.r.o. [online]. [cit. 3.4.2015]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/>
- [21] Jaga Media, s.r.o. [online]. 2014 [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.receptyprimanapadu.cz/zahrada/909-drevni-odpad-ze-zahrady-je-nejlepsi-rozdrtit.htm>
- [22] Kondor, s.r.o. [online]. [cit. 19.3.2015]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/e-shop-pohodlne-nakupovani/t-284/>
- [23] KOVARSON s.r.o. [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.vseprodrevo.cz/scheppach-biostar-2000-drtic-dreva/>
- [24] RucniNaradi.cz [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.rucni-naradi.cz/bosch-axt-25-d-drtic-vetvi>
- [25] ŘETĚZY Olomouc, spol. s.r.o. [online]. [cit. 20.3.2015]. Dostupné z: <http://shop.retezyolomouc.cz/>
- [26] Statika [online]. 2007 [cit. 23.3.2015]. Dostupné z: <http://www.337.vsb.cz/statika-114.html>
- [27] VALVE CONTROL, s.r.o. [online]. [cit. 1.4.2015]. Dostupné z: <http://www.pojezdova-kola.cz/kategorie/prumyslove-kladky/>
- [28] WERCO spol. s.r.o. [online]. [cit. 12.2.2015]. Dostupné z: <http://www.werco.cz/hecht-6159-motorovy-drtic-vetvi/>
- [29] ZKL Group [online]. 2012 [cit. 3.4.2015]. <http://www.zkl.cz/cs/cat/single-row-ball-bearings>
- [30] <http://homel.vsb.cz/~ros11/Drevo> [cit. 17.2.2015]
- [31] http://lhotkanet.cz/pub/skola/cvut-fel/!old/14zse/Asynchroni%20motor_soubory/asynchr_soubory/Image15.gif [cit. 20.2.2015]

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Průběh síly, ohybového momentu a krouticího momentu pro předlohovou hřídel roviny X-Y

Příloha B: Průběh síly, ohybového momentu a krouticího momentu pro předlohovou hřídel roviny X-Z

Příloha C: Průběh síly, ohybového momentu a krouticího momentu pro sekací hřídel roviny X-Y

Příloha D: Průběh síly, ohybového momentu a krouticího momentu pro sekací hřídel roviny X-Z

Příloha E: První soukolí

Příloha F: Bezpečnost prvního soukolí

Příloha G: Druhé soukolí

Příloha H: Bezpečnost druhého soukolí

Výkres sestavy

Výkres sekací hřídele

Seznam položek